

# PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 55-001924  
(43)Date of publication of application : 09.01.1980

(51)Int.Cl. B21D 39/00

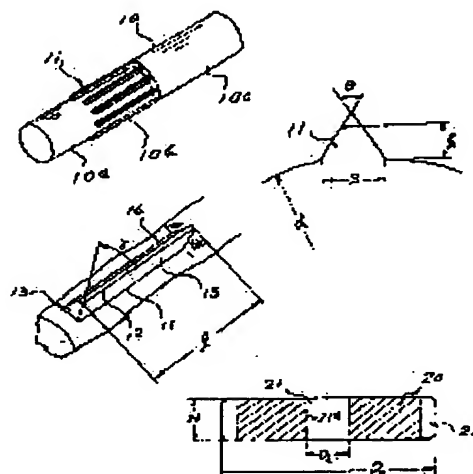
(21)Application number : 53-074258 (71)Applicant : HITACHI LTD  
(22)Date of filing : 21.06.1978 (72)Inventor : KANAMARU NAONOBU  
OKABE MOEO  
TATSUMI SHIGEO  
SHOJI AKIRA

## (54) JOINT STRUCTURE OF METAL AND ITS JOINTING METHOD

### (57)Abstract:

**PURPOSE:** To mechanically, strongly joint two metallic parts, by forming plural number of projections at outer surface of the middle zone of the shaft, when the metallic shaft is plastically pressed into the metallic plate or metallic cylindrical parts, etc.

**CONSTITUTION:** The steel made shaft 10 is pressed into the metallic plate 20 of the mild steel, etc., and both metallic parts are jointed. Hereupon, the shaft 10 is constituted of the first cylindrical part 10a, the projecting part 10b, and the second cylindrical part 10c. At the projecting part 10b, plural number of projections 11 are installed, and the number of these projections 11 is set at  $(2/3W4/3)$  of the diameter D, when the diameter D is 12mm. The dimensions of these projections 11 are as follows; the projecting height (h) is made 0.15W0.55mm, length (l) is made 12mm, breadth S of the root of projection is made  $(1.3W3)h$ , the projecting angle  $\alpha$  is made 40W 70 degrees, and the angle of inclination ( $\beta$ ) of the entry port 13 for the press fitting is made 15W 45 degrees. Thus prepared shaft 10 is pressed into the hole 21 of the plate 20 made of the mild steel, Al, brass, copper, etc., and two metallic parts are jointed. Hereupon, a part of the plate 20 being pressed is expanded outward by plural number of projections 11, and causes the plastic deformation, while the material nearby the projection 11 of the shaft 10 is flowing out. As a result, the shaft 10 and the plate 20 are strongly jointed; and when the plate 20 is a gear, a high turning torque can be easily obtained.



## LEGAL STATUS

[Date of request for examination]  
[Date of sending the examiner's decision of rejection]  
[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]  
[Date of final disposal for application]  
[Patent number]  
[Date of registration]  
[Number of appeal against examiner's decision of rejection]  
[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]  
[Date of extinction of right]

⑬ 日本国特許庁 (JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報 (A)

昭55—1924

⑤ Int. Cl.<sup>3</sup>  
B 21 D 39/00

識別記号

庁内整理番号  
6441—4E

④ 公開 昭和55年(1980)1月9日

発明の数 2  
審査請求 未請求

(全 12 頁)

⑭ 金属の結合構造体およびその結合方法

① 特 願 昭53—74258

② 出 願 昭53(1978)6月21日

⑦ 発 明 者 金丸尚信  
勝田市大字高場2520番地株式会  
社日立製作所佐和工場内

⑧ 発 明 者 岡部萌生  
勝田市大字高場2520番地株式会  
社日立製作所佐和工場内

⑦ 発 明 者 立見栄男

勝田市大字高場2520番地株式会  
社日立製作所佐和工場内

⑦ 発 明 者 東海林昭

勝田市大字高場2520番地株式会  
社日立製作所佐和工場内

⑨ 出 願 人 株式会社日立製作所  
東京都千代田区丸の内一丁目5  
番1号

④ 代 理 人 弁理士 高橋明夫

明 細 書

発明の名称 金属の結合構造体およびその結合  
方法

特許請求の範囲

1. 基準円より突出し長手方向に延びる間欠つ的な突起部を形成した第1金属部材と、第1金属部材より変形抵抗が小さい材料からなり、第1金属部材に塑性圧入されて、第1金属部材の突起部とその近傍部のみ密着する第2金属部材とを備え、密着部分で生ずる緊迫力と第1金属部材の突起部の切断力とにより第1金属部材と第2金属部材とを結合するようにしたことを特徴とする金属の結合構造体。

2. 特許請求の範囲第1項記載のものにおいて、第1金属部材が軸部材、第2金属部材が板または筒部材であることを特徴とする金属の結合構造体。

3. 特許請求の範囲第1項記載のものにおいて、第1金属部材が板または筒部材、第2金属部材が軸部材であることを特徴とする金属の結合構造体。

造体。

4. 特許請求の範囲第1項記載のものにおいて、第1金属部材の突起部の諸元を、突起数 $n$ は $(\frac{2}{3} \sim 1\frac{1}{3})D$  (ここで $D$ は第1金属部材の直径；突起数 $n$ は整数とする)、突起角度 $\theta$ は $40 \sim 70^\circ$ 、突起高さ $h$ は $0.15 \sim 0.55$ mmおよび突起元長さ $s$ は $(1.3 \sim \frac{3}{2})h$ としたことを特徴とする金属の結合構造体。

5. 特許請求の範囲第4項記載のものにおいて、第1金属部材の突起部の突起高さ $h$ を $0.15 \sim 0.3$ mmとして低回転トルクを得るようにしたことを特徴とする金属の結合構造体。

6. 特許請求の範囲第4項記載のものにおいて、第1金属部材の突起部の突起高さ $h$ を $0.3 \sim 0.55$ mmとして高回転トルクを得るようにしたことを特徴とする金属の結合構造体。

7. 特許請求の範囲第1項記載のものにおいて、第1金属部材の材料を鋼材とし、第2金属部材の材料をアルミニウム、黄銅、銅、軟銅などである金属の結合構造体。



特開昭55-1924 (2)

8. 特許請求の範囲第4項記載のものにおいて、  
第1金属部材の突起部の入口部を傾斜平面とし、  
傾斜角度を $15 \sim 45^\circ$ としたことを特徴とする  
金属の結合構造体。
9. 特許請求の範囲第4項記載のものにおいて、  
第2金属部材の基準円の大きさは、第1金属部  
材の基準円の直径と同一か、この直径より約  
 $0.1 \text{ mm}$ 以内の大きさである金属の結合構造体。
10. 外周に基準円を有する第1金属部材と、第1  
金属部材の基準円と同一またはそれ以上の大き  
さの基準円を内壁に有する第2金属部材とを備  
え、第1金属部材と第2金属部材とは変形抵抗  
の異なる材料を選定し、第1金属部材と第2金  
属部材とを結合する方法において、変形抵抗の  
大きい一方の金属部材にその基準円より突出し  
長手方向に延びる間欠的な突起部を形成し、  
この金属部材を他方の金属部材に圧入し塑性変  
形させ、突起部とその近傍部のみ密着させ、密  
着部分で生ずる緊迫力と突起部の剪断力とによ  
り第1金属部材と第2金属部材とを結合するよ
- うにしたことを特徴とする金属の結合方法。
11. 特許請求の範囲第10項記載のものにおいて、  
第1金属部材が軸部材、第2金属部材が板また  
は筒部材であることを特徴とする金属の結合方  
法。
12. 特許請求の範囲第10項記載のものにおいて、  
第1金属部材が板または筒部材、第2金属部材  
が軸部材であることを特徴とする金属の結合方  
法。
13. 特許請求の範囲第10項記載のものにおいて、  
第1金属部材の突起部の諸元を、突起数 $n$ は $(\frac{2}{3} \sim 1 \frac{1}{3}) D$  (ここで $D$ は第1金属部材の直径  
；突起数 $n$ は整数とする)、突起角度 $\theta$ は $40$   
 $\sim 70^\circ$ 、突起高さ $h$ は $0.15 \sim 0.55 \text{ mm}$ およ  
び突起元長さ $s$ は $(1.3 \sim \frac{3}{2}) h$ としたことを  
特徴とする金属の結合方法。
14. 特許請求の範囲第13項記載のものにおいて、  
第1金属部材の突起部の突起高さ $h$ を $0.15 \sim$   
 $0.3 \text{ mm}$ として低回転トルクを得るようにしたこ  
とを特徴とする金属の結合方法。

15. 特許請求の範囲第13項記載のものにおいて、  
第1金属部材の突起部の突起高さ $h$ を $0.3 \sim$   
 $0.55 \text{ mm}$ として高回転トルクを得るようにした  
ことを特徴とする金属の結合方法。
16. 特許請求の範囲第10項記載のものにおいて、  
第1金属部材の材料を鋼材とし、第2金属部材  
の材料をアルミニウム、黄銅、銅、軟鋼などで  
ある金属の結合方法。
17. 特許請求の範囲第13項記載のものにおいて、  
第1金属部材の突起部の入口部を傾斜平面とし、  
傾斜角度を $15 \sim 45^\circ$ としたことを特徴とする  
金属の結合方法。
18. 特許請求の範囲第13項記載のものにおいて、  
第2金属部材の基準円の大きさは、第1金属部  
材の基準円の直径と同一か、この直径より約  
 $0.1 \text{ mm}$ 以内の大きさである金属の結合方法。

発明の詳細な説明

本発明は金属の結合構造体およびその結合方法  
に係り、特に金属製の軸部材と金属製の板また  
は筒部材相互間を圧入して結合するに好適な金属

の結合構造体およびその結合方法に関する。

断面円形状の平滑な内壁を有する円板状金属部  
材に、転造装置により外周に転造して形成された  
凹凸を有する金属製軸を圧入して両金属を結合す  
る、いわゆるローレット加工による金属の結合構  
造体は広く知られている。

しかしながらこのローレット加工による金属の  
結合構造体は、円板状金属部材に対する軸の突部  
のくみ込み代が小さい上に、軸の突部の圧力角が  
約 $90 \sim 100^\circ$ と大きいため、円板状金属部材  
と軸との結合が弱く、回転トルク強度の高いもの  
が得られなかった。

すなわち、一般のはめあい結合構造体であるボ  
リユートによるスプラインはめあい結合構造体や  
セレーションはめあい結合構造体の場合に比較し  
て、ローレット加工による金属の結合構造体の回  
転トルク値は3分の1程度と低かった。

また、円板状金属部材と軸との結合において、  
軸の挿入方向が円板状金属部材の貫通孔の円周上  
でばらついたり、軸材料の入り方が金属部材の貫

## 特開昭55-1924 (3)

通孔の円周上で不均一のため軸の求芯力がどうしても不充分であり、円板状金属部材に対して軸の曲げ変形が生じたり、軸が偏心して取り付けられる欠点を有していた。

一方、軸を板材の孔に圧入する方法として、例えば航空機工業に用いられるチタン合金製のボルトをアルミニウム板の孔内に圧入する方法が提案されている。この場合、軸に軸方向に延びる複数のローブを円周方向に等間隔に設けている。このローブは交互に円周方向に離間してアーチ状の連続表面を形成した山部と谷部を有し、この山部と谷部の全てが基準称呼直径からそれぞれ実質的に等しい距離だけ半径方向に離れたものが採用されている。

この軸のローブは転造装置により成形され、軸の周囲表面とアルミニウム板とは均一に接触し、結合される物体である板に均等な予応力を掛けている。この従来例では、残留応力を利用して、板に圧縮予応力を加え、板に貫通した軸の締付部分をナットで締めつけている。しかしながら、この

金属の結合構造体では、軸と板の二金属部材のみでは回転トルクが小さいため、ナットを用いその締めつけ力を利用して補強することを余儀なくされていた。

本発明の目的は、突起部を形成した第1金属部材に第2金属部材を塑性圧入することにより、機械的に強固な結合が得られる金属の結合構造体および結合方法を提供することにある。

本発明の特徴とするところは、基準円より突出し長手方向に延びる間けつ的な突起部を形成した第1金属部材と、第1金属部材より変形抵抗が小さい材料からなり、第1金属部材に塑性圧入されて、第1金属部材の突起部とその近傍部のみ密着する第2金属部材とを備え、密着部分で生ずる緊迫力と第1金属部材の突起部の剪断力とにより第1金属部材と第2金属部材とを結合するようにした金属の結合構造体および結合方法にある。

つぎに本発明の一実施例を図面に基づいて説明する。中央の円筒形をした軸10は、鋼製の材質からなり、押出成形により形成されている。この



軸10は、第1円筒部10a、複数の突起部10bおよび第2円筒部10cから構成されている。第1円筒部10aの直径は12mm、第2円筒部10cの直径は、第1円筒部10aの直径よりわずかに大きい12.2mmである。

ここで突起部10bについて詳細に説明する。第2図および第3図に示すように、その突起11は第1円筒部10aの外周部より突出して形成される。この場合、突起部10bの突起11は、第1円筒部10aの外周部（円形断面）と同一直径の円筒部上に設けられている。この突起11が突出して設けられる円筒部の外周部の円を突起11の基準円と称することにする。

この突起11は、軸10上に長手方向に直線状に延びかつ平行に等しい間隔をおいて突起数 $n=12$ 個設けられている。この突起11の諸元は、圧入長さである長手方向の長さ $l=12$ mm、突起高さ $h=0.2$ mm、突起元長さ $s=0.4$ mmおよび突起角度 $\theta=60^\circ$ である。

突起11の断面形状は、左右対称形であり、そ

の頂部12は円弧状をなしている。また突起11の入口部は、角度 $r=30^\circ$ の傾斜平面13を形成している。

突起11は、両側面に平面14、15を形成している。また第2円筒部10cと突起11の終端部とは連続している。突起11の終端部の相隣る突起11間には、第2円筒部10cの先端にある傾斜平面が形成されている。

このように突起部10bについていえば、基準円の直径としては12mmを採用し、かつ突起高さ $h=0.2$ mmとしその頂部12は、第2円筒部10cの高さ（直径12.2mm）と同一面上に位置させている。

つぎに軸10が圧入される金属部材として、第4図および第5図に示すような歯車20を用いている。この歯車20は、中央部には軸10を圧入する貫通孔21を、外周部には動力伝達用の歯22を設けている。

ここで、歯車20の幅（厚さ） $H$ は12mmであり、外周部の直径 $D_o$ は24mmである。さらに歯

特開昭55-1924(4)

車20の貫通孔21が形成している壁部21aの直径D<sub>1</sub>は、12mmを有しており、軸10の第1円筒部10aの直径と同一である。

ここで、歯車20の貫通孔21の壁部21aの直径D<sub>1</sub>を歯車20の基準円と称する。この場合、歯車20の基準円は、軸10の基準円と同一の大きさの構成である。

歯車20の材質は軟鋼であり、軸10の材質に比較して変形抵抗の小さいものを選定している。

つぎに上記のような構成を有する軸10と歯車20の結合プロセスについて説明する。

まず歯車20を歯車20が左右方向および下方に移動しないような直径が、24mmをわずかに越えるリング状の第1凹部を有する歯車載置台の第1凹部に挿入定置する。なお上記リング状凹部の中央部には、さらに下方に直径が12mmを越えるリング状の第2凹部が形成されている。

一方、歯車10は、油圧シリンダ装置の爪でつかまれている。この軸10と載置台の歯車20とは上下方向に中心を合わせてセットされている。

そして、軸10は油圧シリンダ装置により圧入力約800Kgで下方へ移動させられる。まず、軸10の第1円筒部10aが歯車20の貫通孔21に挿入される。このとき、軸10の第1円筒部10aと歯車20の貫通部21の壁部21aとは接触する状態は生じない。

ついで、軸10の突起11の入口部が歯車20内に挿入される。ここで突起11の傾斜平面13がその機能を発揮する。すなわち傾斜角度 $\gamma$ は30°に形成されているため、引き続き挿入される後続の突起11がスムーズに歯車20の貫通孔21の壁部21aと接触、密着することができ、この突起11の入口部の傾斜平面13のスムーズなガイド作用と、軸10と歯車20との基準円が同一であることがあいまって、軸10と歯車20との求芯力精度は高い。

さらに軸10の突起11の入口部の途中から、軸10は歯車20と接触を開始する。そして、軸10の下方への移動に従い、軸10の突起11の入口部が、変形抵抗の小さい材料から形成された

歯車20にくいこむ。ついで軸10の突起11の頂部が歯車20に接触し、以後軸10の突起11が歯車20にくいこむ。

軸10の突起11により、加圧された歯車20の外方に押し出される部分は、軸10の突起11の周辺の材料が流出しながら塑性変形を受ける。このように軸10は、歯車20を塑性変形させ、軸10の突起11およびその周辺は歯車20と密着しながら歯車20に圧入されてゆく。

このとき、歯車20の軸10の相隣る突起11間の材料は、歯車20の基準円から径が大きくなる方向に、いかにいけば軸10の基準円よりも外方に、盛り上げられる。この結果生ずる軸10と歯車20との間の間隙 $\delta$ は、約0.02mmであつた。

なお、これらの一連の結合プロセスに要する時間は、軸10と歯車20とがセットされたのち、約1秒で結合作業は完了する。

上記結合プロセスを経て、第6図に示すような軸10と歯車20との金属の結合構造体30が完成する。軸10と歯車20との緊密な結合状態に

ついて検討を加えて見る。結合部周辺の状態を示す第7図の50倍拡大写真および第8図の100倍拡大写真に現われているように、軸10と歯車20とは特徴のある結合状態を現出している。

すなわち、軸10と歯車20の内壁部21aとは、軸10の突起11は傾斜平面13を除く、頂部12、側面14および側面15の部分では勿論、突起11の周辺の基準円部分17aとて緊密に密着している。そして、軸10と歯車20とは相隣る突起11の中間に存在する基準円部分17b上の一部で離間し、接触していない。

この結合状態をさらに第9図で説明すると、軸10と歯車20とは、軸10と突起11を含む周辺部は完全に密着状態を示しているが、突起11間の中間部では軸10の基準円部分17bと歯車20との間は離間している。

この軸10と歯車20の離間距離 $\delta$ は約0.02mm、また軸10の突起11の頂部12と歯車20との距離 $h$ は約0.2mmである。

このような結合構造体30の結合部周辺の特異

## 特開昭55-1924 (5)

な結合状態は、軸10が歯車20に比較して変形抵抗が大きいため歯車20に圧入しても外観形状は変化しないに対し、変形抵抗の小さい歯車20が塑性変形を受ける結果生じたものといえる。

そして、上記した結合構造体30において、第9図に示すように、軸10の突起11周辺で軸10と密着した歯車20の密着部分の内部には緊迫力 $P_1$ が作用している。この緊迫力 $P_1$ は、軸10の突起11の頂部12、側面14、側面15および軸10の基準円で歯車20と接触している部分17aを強固に押し拡げている。

また軸10の突起11の頂部12、側面14および側面15と密着する歯車20の間では、歯車20の材料の剪断強度と剪断面積の積の値となるきわめて大きな値の剪断力 $P_2$ が生じている。

本発明の上記一実施例によれば次のような効果を有する。

(1) 基準円より突出し長手方向に延びる間欠的な12個の突起11を形成した軸10を、軸10の基準円と同じ大きさの貫通孔21を有する歯車

20に圧入し、歯車20を塑性変形させて軸10と歯車20との機械的に強固な結合構造体30が得られた。

第10図は本発明の上記一実施例による結合構造体30と、従来のローレット圧入による結合構造体による結合力である回転トルクを比較した図である。図において、Xはローレット圧入方法による場合、Yは本発明の上記一実施例による新規な結合方法による場合を示す。なお、ローレット圧入方法では、軸と歯車とも本発明の実施例と同じ材料を用い、歯車の形状は同一とし、軸の形状も本発明とほぼ同一のものを使用した。

これによれば、従来のローレット圧入方法では回転トルクが14 Kg・mであるのに対し、本発明によれば43 Kg・mとローレット圧入方法の3倍以上の高い回転トルクを有する結合構造体30が得られた。本発明によつて得られる回転トルクは、はめあい結合によつて得られる回転トルクと同等またはこれを越える値である。

(2) 軸10と歯車20とは、軸10の突起11の

頂部12、側面14、側面15および軸10の基準円上で歯車20と密着している部分17aで、歯車20の密着部分の内部に緊迫力 $P_1$ が作用し、軸10の密着部分を強固に押し拡げているので、所要の緊迫力 $P_1$ を付加できたため、軸10と歯車20との間に機械的に安定した強固な結合力を有する結合構造体30が得られた。

(3) 軸10の突起11の頂部12、側面14および側面15と歯車20との密着部分の間で、歯車20の材料の剪断応力と剪断面積と積の値となるきわめて大きな値の剪断力 $P_2$ が生じ、軸10と歯車20との間に機械的に安定した強固な結合力を有する結合構造体30が得られ、またねじり作用がある場合にも大きなねじり力が生まれる結合構造体30が得られた。

(4) 軸10の突起11の傾斜平面13の傾斜角度 $r=30^\circ$ に形成されているので、後続の突起11がスムーズに歯車20の貫通孔21の壁部21aと接触、密着させることができた。

また軸10と歯車20との求芯力精度を高める

ことができた。この求芯力精度が高められたので、軸10と歯車20との間のがたつきがなくなり、ひいては耐久性を大きくできた。

(5) 軸10の基準円と歯車20の基準円が同一であり、またこの基準円の精度も高いため、基準円同志で求芯力精度が高く維持されるので、軸10と歯車20との求芯力精度が高い結合構造体30が得られた。

(6) 軸10は、歯車20より変形抵抗の大きな(固い)材料であるため、加圧、塑性流動によつて、軸10が歪むことなく、高精度が維持される。

(7) 軸10と歯車20との結合構造体30を製作するに要する作業工程は、通常のローレット圧入加工方法によるものとほとんど変わらない。そして、はめあい加工方法によるホブ、ブローチ加工作業を不要とした上での、はめあい加工方法と同じかそれを越える程度の機械的に安定した強固な結合力を有する結合構造体30が得られた。

(8) 軸10と歯車20との結合構造体30は、前述した基準円を両者に設けたことにより、ローレ

ット加工方法に生じていた軸の曲がりをほとんどなくし、偏心で2〜3倍改良でき、組付精度を向上することができた。

つぎに軸部材である金属部材と板または筒部材である金属部材との塑性変形による圧入結合について、最適の結合構造体および結合方法を見い出すために、発明者等は軸部材と板または筒部材との関連およびこれらの最適な諸元に関し、種々の角度から検討した。この検討結果について以下説明する。

まず供試材料について述べる。第11図および第12図に示すように、軸部材である軸Aとして材質が鋼のものをを用いた。板または筒部材に相当するものとして、円板Bを取り上げ、この円板Bは材質が軟鋼のものをを用いた。

軸Aには、直径 $d$ の基準円上に突起Pを $n$ 個等間隔に間隔つに設けている。突起Pの諸元は、第12図に示すように、圧入長さを $l$ 、突起高さを $h$ 、突起角度を $\theta$ 、突起元長さを $s$ で表わす。

この結果、突起Pの突起数 $n$ が増加するに従い、円板Bの外形変形量 $D_1$ が増加することが判明した。

つぎに、軸Aの突起Pの突起角度 $\theta$ の大きさが及ぼす影響について検討した。

すなわち、軸Aを円板Bに圧入結合するのに必要な圧入力 $P$ の大きさおよび軸Aと円板Bとの結合構造体が有する回転トルク（伝達トルク） $T$ の大きさに関する実験結果は第14図に示すものであつた。

この場合、軸Aの基準円直径 $d_1 = 12\text{mm}$ 、円板Bの外径 $D_1 = 24\text{mm}$ 、内径 $D_2 = 12\text{mm}$ のものを選択した。突起Pの諸元は、突起数 $n = 12$ 、圧入長さ $l = 12\text{mm}$ 、突起高さ $h = 0.2\text{mm}$ および突起元長さ $s = 0.4\text{mm}$ のものを採用した。

第14図において、突起Pの突起角度 $\theta$ の大きさの変化割合に対して、曲線 $X_1$ は回転トルク $T$ の大きさを、曲線 $X_2$ は圧入力 $P$ の大きさをそれぞれ示している。

この実験結果より、軸Aの基準円上に設ける突

#### 特開昭55-1924

また第11図に示すように、円板Bの外径を $D_1$ 、内径を $D_2$ とする。軸Aを円板Bの貫通孔に圧入結合したとき、円板Bの外径は $D_1$ に拡大する。この場合の外径の差 $(D_1 - D_2)$ を外径変形量とし、 $D_1$ で表わす。

圧入部材である軸Aの突起Pの突起数 $n$ に応じて、軸Aの大きさと被圧入部材である円板Bの大きさとの比（軸Aの基準円直径 $d_1$ と円板Bの外径 $D_1$ との比）による円板Bの外径変形量 $D_1$ の変化割合に関する検討結果を第13図に示す。

この場合、軸Aの基準円直径 $d_1 = 12\text{mm}$ とし、円板Bの軸Aが圧入される内径 $D_2 = 12\text{mm}$ 一定とし、円板Bの外径 $D_1$ を種々変化させている。

なお、突起Pの諸元は、圧入長さ $l = 12\text{mm}$ 、突起高さ $h = 0.2\text{mm}$ 、突起角度 $\theta = 60^\circ$ および突起元長さ $s = 0.4\text{mm}$ のものを採用した。

第13図において、曲線 $X_1$ は突起Pの突起数 $n = 8$ の場合、曲線 $X_2$ は突起Pの突起数 $n = 12$ の場合、曲線 $X_3$ は突起Pの突起数 $n = 18$ の場合をそれぞれ示している。

突起Pの突起角度 $\theta$ としては、約 $40 \sim 70^\circ$ の範囲が好ましいことが判明した。

さらに、軸Aに設ける突起Pの突起数 $n$ の及ぼす影響について実験した。

第15図は、軸Aの突起Pの突起数 $n$ による軸Aと円板Bとの結合構造体が有する回転トルク $T$ の大きさおよび円板Bの外径変形量 $D_1$ の大きさを示している。

すなわち、第15図において、曲線 $X_1$ は回転トルク $T$ の大きさを、曲線 $X_2$ は外径変形量 $D_1$ の大きさを表わしている。

この場合、軸Aの基準円直径 $d_1 = 12\text{mm}$ 、円板Bの外径 $D_1 = 18\text{mm}$ 、内径 $D_2 = 12\text{mm}$ のものを選択した。また突起Pの諸元は、圧入長さ $l = 12\text{mm}$ 、突起高さ $h = 0.2\text{mm}$ 、突起角度 $\theta = 60^\circ$ および突起元長さ $s = 0.4\text{mm}$ のものを採用した。

この実験結果では、突起Pの突起数 $n = 16$ 以上のときは軸Aが破損または変形したために回転トルク $T$ は一定になり、使用に供し得ないものと

なつた。

そして、この実験結果より、得られる回転トルク  $T$  の大きさおよび許容できる外径変形量  $D_1$  から考慮すると、突起  $P$  の突起数  $n = 8 \sim 16$  (ただし整数) が適当な数値範囲であることが判明した。なお、この場合、突起  $P$  の突起数  $n$  と軸  $A$  の基準円直径  $d$  の比で検討すると、 $\frac{2}{3} \sim 1\frac{1}{3}$  の範囲が好ましい。

また、軸  $A$  の基準円上に設ける突起  $P$  の突起高さ  $h$  の大きさが及ぼす影響について検討を加えた。

第16図において、曲線  $X$  は突起高さ  $h$  に応じた軸  $A$  と円板  $B$  との結合構造体が有する回転トルク  $T$  の大きさを、円板  $B$  の外径変形量  $D_1$  の変形量の大きさを示している。

この場合、軸  $A$  の基準円直径  $d = 12$  mm、円板  $B$  の外径  $D = 24$  mm、内径  $D_1 = 12$  mm のものを選択した。また、突起  $P$  の諸元は、突起数  $n = 8$ 、圧入長さ  $l = 12$  mm、突起角度  $\theta = 60^\circ$  とし、突起元長さ  $s$  については  $s =$

軸  $A$  と円板  $B$  との離間距離  $\delta$  は約  $0.06$  mm であつた。

また以上の結果より考えると、突起  $P$  の突起元長さ  $s$  は、突起高さ  $h$  の  $1.3 \sim \frac{3}{2}$  倍の範囲が好ましい。

以上の検討結果を総合してみると、最適な結合構造体は、次のようなものを選定するのが良い。すなわち、変形抵抗の大きい金属部材に設ける突起の諸元は、突起数については、得られる回転トルクの大きさおよび変形抵抗の小さい金属部材の許容できる外径変形量から考えると、 $8 \sim 16$  個が適当な範囲で、変形抵抗の大きい金属部材の基準円直径の比で見ると  $\frac{2}{3} \sim 1\frac{1}{3}$  の範囲がよい。

また、金属部材の突起の突起角度は、得られる回転トルクおよび圧入力の大きさから考えると、約  $40 \sim 70^\circ$  の範囲が好ましい。

また突起高さは、回転トルクの大きさおよび変形抵抗の小さい金属部材の許容外径変形量から考えると、 $0.15 \sim 0.55$  mm の範囲が好ましく、この突起高さは特に得られる回転トルクの大きさに

#### 特開昭55-1924 (7)

$1.5h$  と突起高さ  $h$  のパラメータとしたものを採用した。

この実験結果によれば、突起  $P$  の突起高さ  $h$  は  $0.55$  mm 以上の大きさでは、軸  $A$  が破損または変形が生じて実用に供し得ないことが判明した。

そして、この実験結果より、得られる回転トルク  $T$  の大きさおよび許容できる円板  $B$  の外径変形量  $D_1$  から考えると、突起高さ  $h$  としては  $h = 0.15 \sim 0.55$  mm の範囲が好ましいことが判明した。

また、第16図に示すように、突起  $P$  の突起高さ  $h$  は回転トルク  $T$  の大きさに多大な影響を及ぼすことが判明した。すなわち、回転トルク  $T$  が比較的低いトルクでよい場合は、突起  $P$  の突起高さ  $h = 0.15 \sim 0.3$  mm、比較的高いトルクを必要とする場合は、突起  $P$  の突起高さ  $h = 0.3 \sim 0.55$  mm のものを採用するのが望ましい。このように必要とする回転トルク  $T$  に応じて、突起  $P$  の突起高さ  $h$  を決定することができる。

なお、突起  $P$  の突起高さ  $h$  が  $0.55$  mm のとき、

大きく影響を及ぼすことも判明した。

また突起の突起元長さは、突起高さの  $1.3 \sim \frac{3}{2}$  倍の範囲が好ましい。

本発明の他の実施例を図面により説明する。第17図は本発明をモータ用の積層コア1と回転軸42との結合構造体に適用したものである。この場合、変形抵抗の小さい材質よりなる積層コア41と変形抵抗の大きい材質よりなり突起を有する回転軸42とでは、前述の実施例で述べたように積層コア41を塑性変形させ、密着部分に緊迫力と剪断力とが得られ、回転トルクに耐えうる十分な機械的強度が得られる。

さらに本発明の他の実施例を説明する。第18図は突起を有し、変形抵抗の大きい材質よりなる軸51を変形抵抗の小さい材質よりなる大径の円板52および小径の円板53に、円板52、53を塑性変形させて圧入したものである。この場合も軸51と円板52、53間との密着部分には緊迫力と剪断力とが得られ、機械的に安定した強固な結合構造体を得られる。



また、第19図は、変形抵抗の小さい材質よりなる板61上に変形抵抗の大きい材質よりなり突起を有する軸62および軸63を、板61を塑性変形させて圧入したものである。軸62、63と板61との密着部分には、緊迫力と剪断力が作用し、引拉力が大きい機械的に強度な結合構造体が得られる。

本発明は、以上述べた応用例のほか、円板、円筒、軸、円柱、平板、筒等の金属部材同志の結合構造体に適用できる。

本発明では、突起部を形成する第1金属部材の材料が、塑性変形を受ける第2金属部材の材料より硬いことおよび剛性の大きいことが条件となる。なぜなら、第2金属部材が加圧され、塑性流動する間、第1金属部材は変形することなく、十分に堅固でなくてはならないからである。

言葉を変えれば、第2金属部材は第1金属部材より変形抵抗の小さい材料であることが条件となる。例えば、第1金属部材が鋼材である場合、第2金属部材は、アルミニウム、黄銅、銅、軟鋼な

特開昭55-1924 (8)  
どを使用するのが好ましい。

また、突起部を形成する第1金属部材の基準円と、塑性変形を受ける第2金属部材との基準円の大きさについて検討したところ、第2金属部材の基準円は第1金属部材の基準円と同一か、あるいはわずかに大きい基準円にする必要がある。

実験によれば、第2金属部材の基準円の大きさは、第1金属部材の基準円の直径と同一か、この直径より約0.1mm以内の大きさが好ましいことが判明した。

さらに、突起部を形成した第1金属部材と、塑性変形を受ける第2金属部材との関連について、実施例では突起部を形成した第1金属部材の方を軸部材とし、突起部を外方に突出した例について述べた。

しかしながら、第1金属部材として例えば円板を用い、この円板の貫通孔の壁部に内方に突出して延びる複数個の突起部を形成させ、この第1金属部材である円板に、例えば断面が円形である軸を第2金属部材として用いてもよいのは勿論であ

る。

この場合、第1金属部材である円板の材料が、第2金属部材である軸の材料より変形抵抗の大きいものを採用する必要がある。突起部の大きさ、数および第1、第2金属部材の基準円の選定については、上述した実施例を参照して適宜決定すればよい。

また、第1金属部材に設ける突起の頂部は、円弧状のほか、例えば直線平面でもよい。

以上のように本発明によれば、変形抵抗の異なる金属部材の結合において、変形抵抗の小さい金属部材を変形抵抗の大きい金属部材に形成した突起により塑性変形を生じさせながら圧入し、両金属部材間の密着部分に生ずる緊迫力と、変形抵抗の小さい金属部材の剪断力とにより両金属部材を結合したので、機械的に安定した強固な結合構造体およびその結合方法が得られた。

図面の簡単な説明

第1図は本発明の一実施例を示す第1金属部材である軸部材の斜視図、第2図は第1図に示す軸

部材の突起部の一部拡大斜視図、第3図は軸部材の突起の拡大図、第4図は第2金属部材である歯車の断面図、第5図は歯車の一部省略平面図、第6図は本発明の一実施例を示す結合構造体の一部断面図、第7図は結合構造体の突起周辺の結合状態を示す50倍拡大写真、第8図は同じく突起周辺の結合状態を示す100倍拡大写真、第9図は結合構造体の結合状態を示す拡大説明図、第10図は本発明の結合と従来のローレット圧入結合との比較を示す回転トルク図、第11図は本発明の結合構造体の諸元を定めるための供試部材の一部断面説明図、第12図は軸部材の概略説明図、第13図は軸部材の突起の突起数をパラメータとしたときの軸部材と円板部材の比による円板部材の外径変形量を示す比較検討図、第14図は軸部材の突起の突起角度をパラメータとしたときの回転トルクの大きさおよび圧入力の高さを示す比較検討図、第15図は軸部材の突起の突起数をパラメータとしたときの回転トルクの大きさおよび外径変形量の大きさを示す比較検討図、第16図は

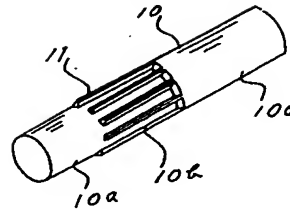
軸部材の突起の突起高さをパラメータとしたときの回転トルクの大きさおよび外径変形量の大きさを示す比較検討図、第17図は本発明の他の実施例を示すモータ用の積層コフと回転軸の結合構造体の一部断面図、第18図は本発明の他の実施例を示す2個の円板を軸に取りつけた結合構造体の一部断面図、第19図は本発明の他の実施例を示す1個の板部材に2個の軸を取りつけた結合構造体の一部断面図である。

10…軸、11…突起、20…歯車、30…結合構造体、41…積層コフ、42…回転軸、51…軸、52…円板、53…円板、61…板、62…軸、63…軸。

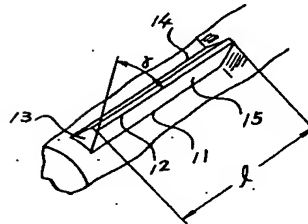
代理人 弁理士 高橋明夫

特開昭55-1924(9)

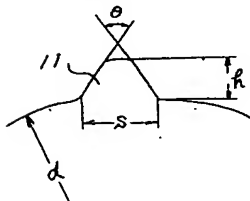
第1図



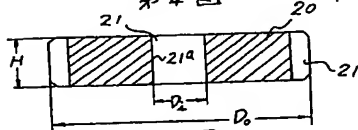
第2図



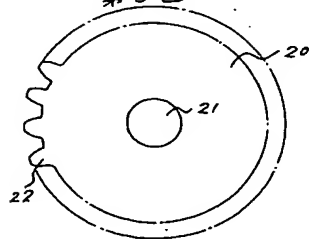
第3図



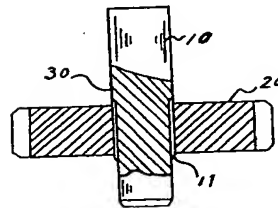
第4図



第5図



第6図



第7図

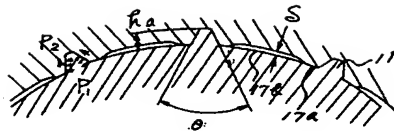


特開昭55-1924(10)

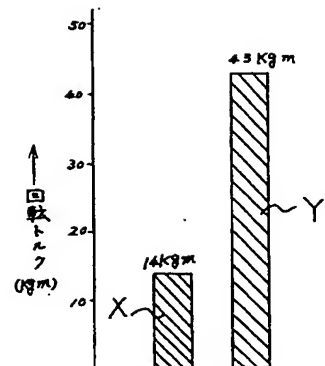
第8図



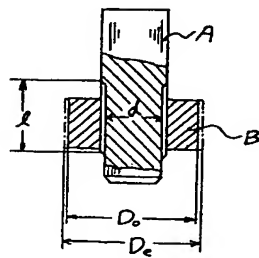
第9図



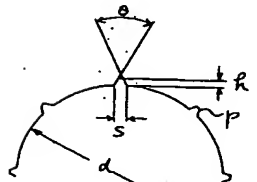
第10図



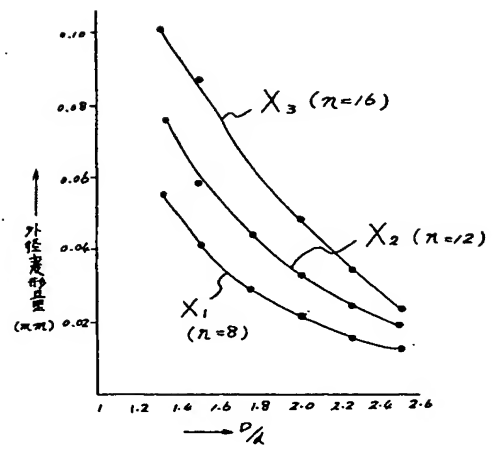
第11図



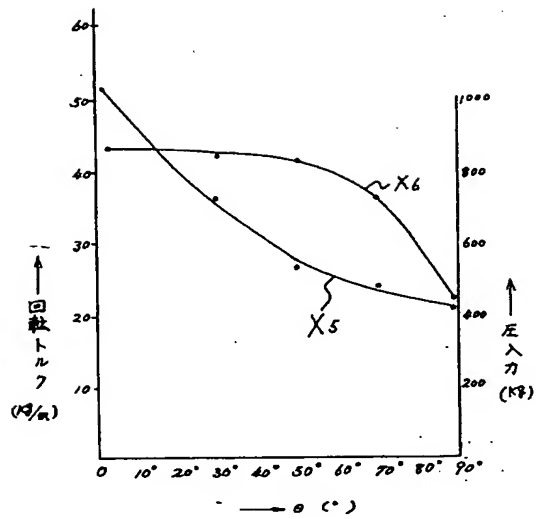
第12図



第13図

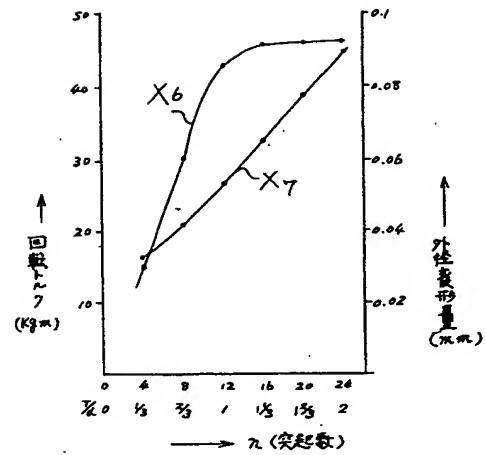


第14図

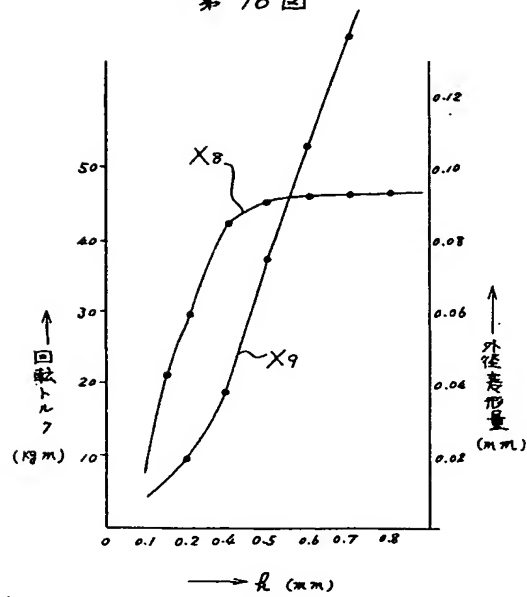


第15図

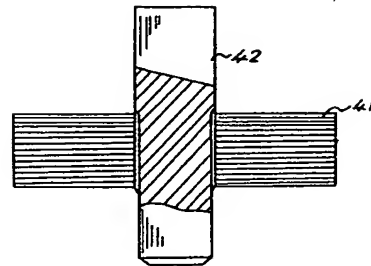
特開昭55-1924(11)



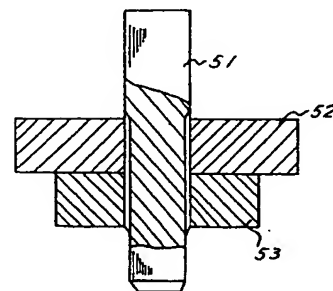
第16図



第17図



第18図



特開昭55-1924(12)

第19圖

